

***IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE***

Applicant: Koichiro TSUGA

Title: SPEED CHANGE MECHANISM OF AUTOMATIC TRANSMISSION

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 07/09/2003

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-207381 filed 07/16/2002.

Respectfully submitted,

By \_\_\_\_\_

Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888

Date: July 9, 2003

FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162  
Facsimile: (202) 672-5399

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 7月16日

出願番号

Application Number:

特願2002-207381

[ST.10/C]:

[JP2002-207381]

出願人

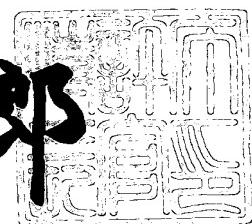
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 4月15日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3027532

【書類名】 特許願

【整理番号】 20020006

【提出日】 平成14年 7月16日

【あて先】 特許庁長官 及川 耕造 殿

【国際特許分類】 F16H 3/44

【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

【請求項の数】 6

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

【氏名】 津賀 幸一郎

【特許出願人】

【識別番号】 000231350

【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 晓秀

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0004917

特2002-207381

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動变速機用歯車变速装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 動力源からの回転を減速して後段の变速機構に伝達する减速用遊星歯車組と、

該减速用遊星歯車組の外周に配置されて前記動力源からの回転をそのまま前記後段の变速機構に伝達する直結クラッチと、

前記動力源および减速用遊星歯車組の間に配置され、前記動力源により駆動されるオイルポンプとを具え、

前記直結クラッチの締結、解放と、前記後段の变速機構におけるクラッチやブレーキの締結、解放との組み合わせにより対応する变速段を選択可能な自動变速機用歯車变速装置において、

前記减速用遊星歯車組のサンギヤを前記オイルポンプのケースに固設し、

前記直結クラッチの作動ピストンは前記减速用遊星歯車組を挟んで該オイルポンプと反対側に配置したことを特徴とする自動变速機用歯車变速装置。

【請求項2】 請求項1記載の自動变速機用歯車变速装置において、前記動力源に結合された入力軸を前記オイルポンプケースに回転自在に支持して設けると共に前記减速用遊星歯車組の回転入力メンバおよびクラッチハブにそれぞれ結合し

この入力軸に相対回転可能に嵌め合わせて設けた中間軸から径方向外方へ延在するクラッチドラムと、このクラッチドラムに摺動自在に嵌合する前記作動ピストンとで前記直結クラッチを構成したことを特徴とする自動变速機用歯車变速装置。

【請求項3】 請求項2記載の自動变速機用歯車变速装置において、前記直結クラッチ作動ピストンの作動油を、前記オイルポンプケースに形成した油路から、入力軸に形成した油路、および中間軸に形成した油路を順次経て供給するよう構成したことを特徴とする自動变速機用歯車变速装置。

【請求項4】 請求項2または3記載の自動变速機用歯車变速装置において、前記クラッチドラムの外周にドラム状連結メンバを設け、

該ドラム状連結メンバの入力軸側における前端を前記減速用遊星歯車組の出力回転メンバに、また後端を、前記中間軸上に回転自在に支持した中空軸にそれぞれ結合して、減速用遊星歯車組からの減速回転を前記後段の変速機構に伝達するよう構成したことを特徴とする自動变速機用歯車变速装置。

【請求項5】 請求項1乃至4のいずれか1項記載の自動变速機用歯車变速装置において、前記減速用遊星歯車組を回転入力メンバがリングギヤであり、回転出力メンバがキャリアであるシングルピニオン型遊星歯車組としたことを特徴とする自動变速機用歯車变速装置。

【請求項6】 請求項1乃至4のいずれか1項記載の自動变速機用歯車变速装置において、前記減速用遊星歯車組を回転入力メンバがキャリアであり、回転出力メンバがリングギヤであるダブルピニオン型遊星歯車組としたことを特徴とする自動变速機用歯車变速装置。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

#### 【発明の属する技術分野】

本発明は、エンジン等の動力源と、これにより駆動されるオイルポンプと、動力源からの回転を減速する減速用遊星歯車組と、この減速回転を入力される変速機構とこれら順に軸線方向に配列され、動力源からの回転をそのまま後段の変速機構に伝達する直結クラッチを減速用遊星歯車組の外周に配設した自動变速機用歯車变速装置に関するものである。

##### 【0002】

#### 【従来の技術】

自動变速機は今日、燃費性能の向上や運転性の向上を狙って多段化される傾向にあり、かかる多段化のために歯車变速装置を、例えば特開2000-55152号公報に記載のごとく、主として、動力源からの回転を減速する減速用遊星歯車組と、その後段における変速機構との組み合わせにより構成し、更に、動力源からの回転をそのまま後段の変速機構に伝達する直結クラッチを設けて、当該直結クラッチの締結、解放と、後段の変速機構におけるクラッチやブレーキの締結、解放との組み合わせにより多数の变速段を選択し得るようにすることが提案さ

れている。

#### 【0003】

ここで減速用遊星歯車組は上記減速の要求に鑑み、サンギヤを反力受けとして機能するよう固定し、リングギヤおよびキャリアの一方を回転入力メンバとし、他方を回転出力メンバとする。

回転入力メンバは変速機の入力軸に結合し、回転出力メンバは後段の変速機構内の対応する回転メンバに結合する。

ところでサンギヤの固定に際しては、減速用遊星歯車組と動力源との間に通常、動力源により駆動されるオイルポンプが存在することから、そのポンプケースに中心ボス部を設けてこの中心ボス部上にサンギヤを嵌着するのが常套である。

#### 【0004】

一方直結クラッチは、動力源から変速機入力軸への回転をそのまま後段の変速機構に伝達するものであることから、入力軸に近い減速用遊星歯車組の外周に配置するのが常識的であり、上記の文献にもそのような構成、配置が示唆されている。

また変速を司るクラッチやブレーキの締結、解放制御は、変速機ケースに取り付けたコントロールバルブボディーが上記オイルポンプからの作動油を媒体として作動油圧を作り出し、ポンプケースに形成した油路を経てこの作動油圧をクラッチやブレーキに適宜向かわせることで当該クラッチやブレーキの締結、解放制御を行うことから、

上記直結クラッチの作動ピストンは油路の取り回しの関係上、上記文献に記載されている通り、オイルポンプに近い減速用遊星歯車組の側に配置し、該作動ピストンの内周をポンプケースの上記サンギヤ嵌着用中心ボス部上にシール封止して摺動自在に嵌合するのが普通であった。

#### 【0005】

##### 【発明が解決しようとする課題】

しかし従来のように、直結クラッチの作動ピストンをオイルポンプに近い減速用遊星歯車組の側に配置するのでは、当該作動ピストンの軸線方向設置スペースにより、ポンプケースのサンギヤ嵌着用中心ボス部が長くなり、この傾向は、作

動ピストンの内周とサンギヤ嵌着用中心ボス部との間の摺接部に不可欠なシールリングによって一層顯著になる。

#### 【0006】

減速用遊星歯車組のサンギヤを嵌着、固定したポンプケースの中心ボス部が従来のように長くなると該中心ボス部の曲げ剛性や捩り剛性が低下し、減速用遊星歯車組が動力伝達を行う時サンギヤに作用する反力でこの中心ボス部が曲げ変形や捩り変形を生ずる虞がある。

この場合、ポンプケースの変形によりオイルポンプのポンプ要素とポンプケースとの間における厳密な管理を要するクリアランスが正規のものでなくなって、ポンプ効率の低下や、ポンプ要素間およびポンプ要素とポンプケースとの間のかじり、および摩耗の増大によるオイルポンプの寿命低下などを招くし、

その他に、ポンプケースの中心ボス部に嵌着されているサンギヤの傾きにより歯車間での剥離や偏摩耗を生じて減速用遊星歯車組の寿命低下にもつながる。

かかる問題が生じないようにするために従来は、ポンプケースの中心ボス部を要求強度が得られるよう大径にする必要が生じて、歯車変速装置（自動変速機）が径方向における大きくなり、車載性の低下を生ずるという問題があった。

#### 【0007】

本発明は、直結クラッチ作動ピストンの配置を工夫することにより上記の問題を解消した自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とする。

#### 【0008】

##### 【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による自動変速機用歯車変速装置は、請求項1に記載のごとく、

動力源からの回転を減速して後段の変速機構に伝達する減速用遊星歯車組と、該減速用遊星歯車組の外周に配置されて動力源からの回転をそのまま後段の変速機構に伝達する直結クラッチと、

動力源および減速用遊星歯車組の間に配置され、動力源により駆動されるオイルポンプとを具え、

直結クラッチの締結、解放と、前記後段の変速機構におけるクラッチやブレー

キの締結、解放との組み合わせにより対応する変速段を選択可能な自動变速機用歯車变速装置を前提とし、

減速用遊星歯車組のサンギヤをオイルポンプのケースに固設し、

前記直結クラッチの作動ピストンは前記減速用遊星歯車組を挟んで該オイルポンプと反対側に配置したことを特徴とするものである。

#### 【0009】

##### 【発明の効果】

かかる本発明の歯車变速装置によれば、減速用遊星歯車組のサンギヤをオイルポンプのケースに固設し、前記直結クラッチの作動ピストンは前記減速用遊星歯車組を挟んで該オイルポンプと反対側に配置したため、

オイルポンプに近い減速用遊星歯車組の側に直結クラッチ作動ピストンの軸線方向設置スペースが必要でなくなり、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部をその分短くすることができる。

また直結クラッチ作動ピストンの上記配置によれば、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部に当該作動ピストンのシールリングが不要となり、これによってもサンギヤ固設ボス部の軸長短縮を顕著なものにし得る。

#### 【0010】

本発明の歯車变速装置によれば、かようにポンプケースのサンギヤ固設ボス部を短くし得ることで、該サンギヤ固設ボス部の曲げ剛性や捩り剛性が高くなり、減速用遊星歯車組が動力伝達を行う時サンギヤに作用する反力によってもこのサンギヤ固設ボス部が曲げ変形や捩り変形を生ずる虞がない。

従ってポンプケースの変形を生ずることがなく、オイルポンプのポンプ要素とポンプケースとの間におけるクリアランスを正規のものに維持し得て、ポンプ効率の低下や、かじりおよび摩耗の増大によるオイルポンプの寿命低下を回避することができる。

#### 【0011】

また、上記のようにポンプケースのサンギヤ固設ボス部が曲げ変形や捩り変形を生ずる虞がないことから、当該ボス部に固設されているサンギヤの傾きを生ずることもなく、歯車間での剥離や偏摩耗をも回避し得て減速用遊星歯車組の寿命

低下も防止することができる。

しかも本発明によれば、かかる作用効果を直結クラッチ作動ピストンの配置により達成するから、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部を大径にする必要がなく、歯車変速装置（自動変速機）の径方向大型化を伴うことなしに、従って車載性の低下を生ずることなしに上記の作用効果を得ることができる。

#### 【0012】

なお上記の自動変速機用歯車変速装置における直結クラッチの構成に当たっては、請求項2に記載のごとく、

動力源に結合された入力軸をオイルポンプケースに回転自在に支持して設けると共に減速用遊星歯車組の回転入力メンバおよびクラッチハブにそれぞれ結合し

この入力軸に相対回転可能に嵌め合わせて設けた中間軸から径方向外方へ延在するクラッチドラムと、このクラッチドラムに摺動自在に嵌合する作動ピストンとで直結クラッチを構成するのが良い。

この場合、入力軸に対する直結クラッチの結合レイアウト、および後段の変速機構に対する直結クラッチの結合レイアウトが容易であると共に、コンパクトに直結クラッチを歯車変速装置に組み込むことができる。

#### 【0013】

また直結クラッチ作動ピストンの作動油は、請求項3に記載のごとく、オイルポンプケースに形成した油路から、入力軸に形成した油路、および中間軸に形成した油路を順次経て供給する構成となすのが良い。

この場合、直結クラッチ作動ピストンの上記特異な配置によっても、従来と同じく、オイルポンプケースに形成した油路から作動油圧を供給することができ、作動油圧の取り回しに関する前記の勝手良さをそのまま維持することができる。

#### 【0014】

更に請求項4に記載のごとく、クラッチドラムの外周にドラム状連結メンバを設け、該ドラム状連結メンバの入力軸側における前端を減速用遊星歯車組の出力回転メンバに、また後端を、中間軸上に回転自在に支持した中空軸にそれぞれ結合して、減速用遊星歯車組からの減速回転を後段の変速機構に伝達するよう構成

するのが良い。

この場合、減速用遊星歯車組の出力回転メンバから後段の変速機構に伝達するための構造物が歯車変速装置の径方向寸法を大きくするのを最小限にすることができる。

#### 【0015】

上記各請求項に記載の自動変速機用歯車変速装置は、請求項5に記載のごとく、減速用遊星歯車組を回転入力メンバがリングギヤであり、回転出力メンバがキャリアであるシングルピニオン型遊星歯車組とした場合も、

また請求項6に記載のごとく、減速用遊星歯車組を回転入力メンバがキャリアであり、回転出力メンバがリングギヤであるダブルピニオン型遊星歯車組とした場合も実現可能である。

#### 【0016】

しかし、減速用遊星歯車組がシングルピニオン型遊星歯車組である場合、回転出力メンバであるキャリアからの回転を後段の変速機構に伝える連結メンバがオイルポンプおよび減速用遊星歯車組間に延在することになるため、減速用遊星歯車組の外周における直結クラッチの作動ピストンを実際上オイルポンプおよび減速用遊星歯車組間に、つまりオイルポンプに近い減速用遊星歯車組の側に配置することができないことから、直結クラッチの作動ピストンをオイルポンプから遠い減速用遊星歯車組の側に配置するという本発明の構成は、減速用遊星歯車組をシングルピニオン型遊星歯車組で構成する場合において特に有用である。

#### 【0017】

##### 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

##### (第1の実施形態)

図1は、本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示し、G1は第1遊星歯車組、G2は第2遊星歯車組、G3は第3遊星歯車組、M1は第1連結メンバ、M2は第2連結メンバ、C1は第1クラッチ、C2は第2クラッチ、C3は第3クラッチ、B1は第1ブレーキ、B2は第2ブレーキ、Inputは入力部（入力軸1）、Outputは出力部（出力歯車2）である。

## 【0018】

本実施の形態になる自動变速機用歯車变速装置（减速シングルピニオンタイプという）は、図1の左端部（入力部Inputに近い端部）より順次、シングルピニオン型遊星歯車組で構成した减速装置としての第1遊星歯車組G1、シングルピニオン型の第2遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型の第3遊星歯車組G3を同軸に配置し、

第1遊星歯車組G1により减速用遊星歯車組を構成し、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3により後段の变速機構を構成する。

## 【0019】

第1遊星歯車組G1は、第1サンギヤS1と、第1リングギヤR1と、これらギヤS1、R1に噛み合う第1ピニオンP1を回転自在に支持した第1キャリヤPC1とを有したシングルピニオン型遊星歯車組（减速用遊星歯車組）とする。

第2遊星歯車組G2は、第2サンギヤS2と、第2リングギヤR2と、これらギヤS2、R2に噛み合う第2ピニオンP2を回転自在に支持した第2キャリヤPC2とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

## 【0020】

第3遊星歯車組G3は、入力部Inputに近い側における第3サンギヤS3および入力部Inputから遠い側における第4サンギヤS4と、これらサンギヤS3、S4の各々に噛み合う共通な第3ピニオンP3と、この第3ピニオンP3を回転自在に支持した第3キャリヤPC3と、第3ピニオンP3に噛み合う1個の第3リングギヤR3とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。

第3サンギヤS3および第4サンギヤS4は同軸に配置するが、歯数を必ずしも同じにする必要はない。

また第3キャリアPC3には、これに結合されてサンギヤS3、S4の間から径方向内方へ延在するセンターメンバCMと、第3キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとを設け、アウターメンバOMを実際には後で詳述する特異な配置とする。

なおセンターメンバCMは、第3ピニオンP3の配列ピッチ円上にあって隣り合う第3ピニオンP3間に存在する空間を貫通するよう径方向内方へ延在させる。

## 【0021】

入力部Inputは入力軸1で構成し、この入力軸1を第1リングギヤR1に結合すると共に、動力源としての図示せざるエンジンに同じく図示しなかったトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転が入力軸1から第1リングギヤR1に入力されるようになります。

出力部Outputは出力歯車2で構成し、これを、第2キャリヤPC2および第3リングギヤR3の結合に供されてこれらの結合体を成す第2連結メンバM2に同軸に結合し、出力歯車2からの変速機出力回転を、図示せざるファイナルギヤ組およびディファレンシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようになります。

なお第1連結メンバM1は、第2サンギヤS2と第3サンギヤS3とを一体的に結合する連結メンバで、これらサンギヤの結合体を構成する。

## 【0022】

減速用遊星歯車組G1における第1サンギヤS1は、変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1キャリヤPC1は第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

第3キャリアPC3のセンターメンバCMは、第3クラッチC3により入力軸1に適宜結合し得るようにし、従って第3クラッチC3は、入力回転をそのまま遊星歯車組G2,G3よりなる変速機構に伝達する直結クラッチを構成する。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3における第3キャリアPC3のアウターメンバOMは、第1ブレーキB1により適宜変速機ケース3に結合可能にして第3キャリアPC3を適宜固定可能とし、第4サンギヤS4は、第2ブレーキB2により適宜変速機ケース3に結合可能にして固定可能とする。

## 【0023】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチC1, C2, C3およびブレーキB1, B2を図2に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速、および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）を接続す

る。

変速制御用のコントロールバルブボディーとしては、油圧制御タイプ、電子制御タイプ、およびこれらを組み合わせた併用式のものが採用される。

#### 【0024】

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図2～図5に基づいて説明する。

図2は、上記した歯車変速装置における変速要素の締結論理を示し、図3～図5は該歯車変速装置の各変速段でのトルク伝達経路を示す説明図である。

図3～図5において、クラッチ、ブレーキ、メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

#### 【0025】

##### (第1速)

前進第1速は図2に示すように、第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この第1速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリヤPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第3サンギヤS3の回転は、第1連結メンバM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

#### 【0026】

この第1速でのトルク伝達経路は、図3(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)にトルクが作用することになる。

つまり第1速では、第1遊星歯車組G1と、その後段における変速機構を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3の全ての遊星歯車組がトルク伝達に関与する。

## 【0027】

## (第2速)

第2速は図2に示すように、第1速で締結されていた第1ブレーキB1を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2ブレーキB2の締結により得ることができる。

この第2速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第2ブレーキB2の締結により、第4サンギヤS4がケースに固定されるため、第3ピニオンP3により連結されている第3サンギヤS3が固定される。そして、第1連結メンバM1を介し第3サンギヤS3と連結されている第2サンギヤS2がケースに固定される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転（但し、第1速よりも高速）が、第2キャリヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

## 【0028】

この第2速でのトルク伝達経路は図3 (b) に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。

なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3,S4の回りを、非拘束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

## 【0029】

## (第3速)

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1およ

び第2クラッチC2の締結により得ることができる。

この第3速では第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に入力される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤR2,S2と一緒に回転する第2キャリヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転（第1遊星歯車組G1の減速回転に同じ）が出力される。

この第3速でのトルク伝達経路は図3(c)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。すなわち、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

#### 【0030】

(第4速)

第4速は図2に示すように、3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第4速では、第2遊星歯車組G2において第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリヤPC3に入力される。このため、第3サンギヤS3の回転は、第3リングギヤR3の出力回転よりも增速され、この第3サンギヤS3の增速回転は、第1連結メンバM1を介して第2サンギヤS2に伝達される。

#### 【0031】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から減速回転が入力され、第2サンギヤS2から增速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を增速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第2キャリ

ヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第4速でのトルク伝達経路は図4(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)とにトルクが作用することになる。

#### 【0032】

##### (第5速)

第5速は図2に示すように、4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリヤPC3に入力される。

#### 【0033】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリヤPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よりも增速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第5速でのトルク伝達経路は図4(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)にトルクが作用することになる。

#### 【0034】

##### (第6速)

第6速は図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。

この第6速では第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第

3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリヤPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

## 【0035】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリヤPC3に入力回転が入力され、第4サンギヤS4がケースに固定されることになり、入力回転よりも增速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第6速でのトルク伝達経路は図4(c)に示す通りであり、太線で示す第3クラッチC3、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第3遊星歯車組G3(但し、第3サンギヤS3を除く)とにトルクが作用することになる。

## 【0036】

## (後退)

後退の変速段は図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリヤPC3がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が入力され、第3キャリヤPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

## 【0037】

この後退変速段でのトルク伝達経路は図5に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3(但し、第4サンギヤS4を除く)とにトルクが作用することになる。

## 【0038】

図6は、上記した歯車変速装置の実態構成図、図7は、当該実態構成のうち本発明に係わる部分を拡大して示す図である。

以下、これらの図を基に上記した歯車変速装置の実態構成を詳述するに、図6では歯車変速装置を、図1、3～5のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース3内に、入力軸1および中間軸4を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸1および中間軸4を変速機ケース3に対し個々に回転自在に支持する。

#### 【0039】

入力軸1に近い変速機ケース3の前端開口を、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸1を貫通して軸承すると共に入力軸1の突出端にトルクコンバータ（図示せず）を介して動力源であるエンジン（図示せず）を駆動結合する。

なお上記のポンプケース内には、詳細な図示を明瞭のため省略したギヤポンプ等のポンプ要素を内蔵してオイルポンプを構成し、これにポンプ駆動軸51を介してエンジンに結合してオイルポンプを常にエンジン駆動するようになる。

#### 【0040】

入力軸1から遠い中間軸4の後端は、変速機ケース3の後端における端蓋7に回転自在に支持する。

変速機ケース3の軸線方向中程に中間壁8を設け、この中間壁8に出力歯車2を回転自在に支持し、中間壁8の中心孔に中空軸9を介して入力軸1および中間軸4の突合せ嵌合部を回転自在に支持する。

#### 【0041】

ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるオイルポンプケースと、中間壁8との間に画成された前部空所内に図6および図7に示すごとく、第1遊星歯車組G1を配置すると共にこの第1遊星歯車組G1を包囲するよう設けて第3クラッヂC3を配置する。

第1遊星歯車組G1は、反力受けとして機能するようサンギヤS1をポンプカバー6の後方へ突出する中心ボス部6aにセレーション嵌着して常時回転不能とし、

回転入力メンバであるリングギヤR1を入力軸1から径方向外方へ延在するフランジ10の外周に結合する。

## 【0042】

入力軸1に近い中間軸4の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤR1を包围するようクラッチドラム11を設け、該クラッチドラム11の内周およびリングギヤR1の外周にそれぞれスライドイン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック12を設け、これらで直結クラッチとしての第3クラッチC3を構成し、このクラッチC3を減速用遊星歯車組G1の外周に配置する。

ここでリングギヤR1は、第3クラッチC3のクラッチハブに兼用する。

なお第3クラッチC3の作動ピストンであるクラッチピストン13は、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるオイルポンプケースから遠い第1遊星歯車組G1の側に配置し、これがためクラッチピストン13は遊星歯車組G1と対面するクラッチドラム11の端壁11aおよび中間軸4の前端に嵌合する。

## 【0043】

第3クラッチピストン13およびクラッチドラム11の端壁11a間に画成された室52は、ポンプカバー6に穿った油路14a、入力軸1に穿った油路14b、および中間軸4に穿った油路14cからなる第3クラッチ作動油路を経て前記したコントロールバルブボディー（図示せず）に接続し、

油路14a、14b間の接続部を、入力軸1およびポンプカバー6間の嵌合部に介在させたシールリング54により封止し、油路14b、14c間の接続部を、入力軸1および中間軸4間の嵌合部に介在させたシールリング54により封止する。

かくて第3クラッチピストン13は、コントロールバルブボディーから油路14a、14b、14cを経て供給される作動油圧を受けて図の右方ヘストロークすることで第3クラッチC3を締結し得るものとする。

中空軸9の前端から径方向外方へ延在し、その後第3クラッチC3を包围するようなドラム状となした連結部材53を設け、該連結部材53の前端をキャリアPC1に結合する。

ここでキャリアPC1は前記したところから明らかなように、第1遊星歯車組（

減速用遊星歯車組) G1の回転出力メンバを構成する。

#### 【0044】

中間壁8および端蓋7間に画成された後部空所内には、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3と、第1クラッチC1および第2クラッチC2と、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2とを、図6に示すごとくに配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は中間軸4上に配置するが、第2遊星歯車組G2を第3遊星歯車組G3よりも入力軸1に近い側に位置させる。

第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に中間軸4上に回転自在に支持する。

中空軸9の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第2リングギヤR2の外周に至るクラッチドラム15を設け、該クラッチドラム15の内周およびリングギヤR2の外周にそれぞれスライドイン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック16を設け、これらで第1クラッチC1を構成する。

#### 【0045】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスライドイン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック18を設け、これらで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。

これらクラッチピストン19, 20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21(図では1個の油路のみが見えている)からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るもの

とする。

## 【0046】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになる。

上記リングギヤR3の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

## 【0047】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、これから、前記したごとくサンギヤS3,S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置においてリングギヤR3の端面に沿うよう径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

## 【0048】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在

させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合する。

ブレーキハブ26の外周および変速機ケース3の内周にスライドイン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック27を設け、これにより第2ブレーキB2を構成し、この第2ブレーキB2を、ブレーキパック27の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン28により適宜締結可能にする。

以上により、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2はそれぞれ、第1クラッチC1および第2クラッチC2の外周に配置されると共に、第2ブレーキB2よりも第1ブレーキB1が入力軸1（第1遊星歯車組G1）の近くに配置されるが、これら第1ブレーキB1および第2ブレーキB2は第3遊星歯車組G3よりも第2遊星歯車組G2寄りに配置する。

#### 【0049】

なお、図1、図3～5のスケルトン図では省略したが、第1ブレーキB1を構成するブレーキハブ23の前端と変速機ケース3との間にはワンウェイクラッチOWCを設け、第1ブレーキB1の解放状態でこのワンウェイクラッチOWCによる第3キャリアPC3の一方向回転阻止で前進第1速状態が得られるようとする。

但しこのワンウェイクラッチOWCによる第1速では、エンジンブレーキ時における第3キャリアPC3の逆方向回転をワンウェイクラッチOWCが許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキB1を締結して第3キャリアPC3の当該逆方向回転を阻止するようになる。

変速機ケース3内には別に、入力軸1および中間軸4と平行なカウンターシャフト29を回転自在に支持して設け、これにカウンターギヤ30およびファイナルドライブピニオン31を一体成形し、カウンターギヤ30を出力歯車2に噛合させ、ファイナルドライブピニオン31に図示せざる車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置を噛合させる。

#### 【0050】

以上の実態構成になる図6および図7のごとき歯車変速装置においては、減速用遊星歯車組G1のサンギヤS1をオイルポンプケース（ポンプカバー6の中心ボス部6a）に嵌着して固設し、該オイルポンプケースから遠い減速用遊星歯車組G1

の側に第3クラッチ（直結クラッチ）C3の作動ピストン13を配置したため、

オイルポンプケースに近い減速用遊星歯車組G1の側に直結クラッチ作動ピストン13の軸線方向設置スペースが必要でなくなり、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aをその分短くすることができる。

また直結クラッチ作動ピストン13の上記配置によれば、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部6a上に直結クラッチ作動ピストンのシールリングが不要となり、これによってによってもサンギヤ固設ボス部6aの軸長短縮を顕著なものにし得る。

#### 【0051】

本実施の形態になる歯車変速装置の実態構成によれば、上記のようにポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aを短くし得ることで、その曲げ剛性や捩り剛性が高くなり、減速用遊星歯車組G1が動力伝達を行う時サンギヤS1に作用する反力によってもこのサンギヤ固設ボス部6aが曲げ変形や捩り変形を生ずる虞がない。

従ってポンプケース5, 6の変形を生ずることがなく、オイルポンプのポンプ要素とポンプケースとの間におけるクリアランスを正規のものに維持し得て、ポンプ効率の低下や、かじりおよび摩耗の増大によるオイルポンプの寿命低下を回避することができる。

#### 【0052】

また、上記のようにポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aが曲げ変形や捩り変形を生ずる虞がないことから、当該ボス部6aに固設されているサンギヤS1の傾きを生ずることもなく、遊星歯車組G1における歯車間での剥離や偏摩耗をも回避し得て減速用遊星歯車組G1の寿命低下も防止することができる。

しかも本実態構成によれば、上記の作用効果を直結クラッチ作動ピストン13の配置により達成するから、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aを大径にする必要がなくて、歯車変速装置（自動変速機）の径方向大型化を伴うことなしに、従って車載性の低下を生ずることなしに上記の作用効果を得ることができる。

#### 【0053】

なお本実態構成においては更に、エンジン（動力源）に結合された入力軸1をオイルポンプケース5, 6に回転自在に支持して設けると共に減速用遊星歯車組

G1の回転入力メンバ（リングギヤR1）および直結クラッチハブ（ここでは、リングギヤR1がクラッチハブを兼ねる）にそれぞれ結合し、

この入力軸1に相対回転可能に嵌め合わせて設けた中間軸4から径方向外方へ延在するクラッチドラム11と、このクラッチドラム11に摺動自在に嵌合する作動ピストン13とで直結クラッチC3を構成したから、

入力軸1に対する直結クラッチC3の結合レイアウト、および後段の遊星歯車組G2,G3からなる変速機構に対する直結クラッチC3の結合レイアウトが容易であると共に、コンパクトに直結クラッチC3を歯車変速装置に組み込むことができる。

#### 【0054】

また直結クラッチ作動ピストン13の作動油を、オイルポンプケース（ポンプカバー6）に形成した油路14aから、入力軸1に形成した油路14b、および中間軸4に形成した油路14cを順次経て供給する構成のため、

直結クラッチ作動ピストン13の上記配置によっても、従来と同じく、オイルポンプケース（通常はポンプカバー6）に形成した油路14aから作動油圧を供給することができ、作動油圧の取り回しに関する従来の勝手良さをそのまま維持することができる。

#### 【0055】

更に、減速用遊星歯車組G1からの減速回転を後段の変速機構に伝達するよう構成するに際し、クラッチドラム11の外周にドラム状連結メンバ53を設け、該ドラム状連結メンバ53の入力軸側における前端を減速用遊星歯車組G1の出力回転メンバであるキャリアPC1に、また後端を、中間軸4上に回転自在に支持した中空軸9にそれぞれ結合して上記減速回転の伝達を行う構成としたから、

減速用遊星歯車組G1の出力回転メンバ（キャリアPC1）から後段の変速機構に減速回転を伝達するための構造物が歯車変速装置の径方向寸法を大きくするのを最小限にすることができる。

#### 【0056】

以下、シールリング54, 55の摩擦について説明する。

従来は前記したごとく、減速用遊星歯車組のサンギヤを固定するオイルポンプケースの中心ボス部に直結クラッチの作動ピストンが嵌合されていたため、この

嵌合部におけるシールリングのみが直結クラッチ作動ピストンの回転に伴う摩擦抵抗を生ずるだけである。

これに対し本実施の形態では、2個のシールリング54, 55で相対回転に伴う摩擦抵抗を発生するが、これら2個のシールリング54, 55はともに、従来のごとくオイルポンプケースのサンギヤ固定用中心ボス部に位置したシールリングよりも小径であるため、トータルとしての摩擦抵抗が問題となるほどに増大することはない。

しかも、直結クラッチ作動ピストン13により直結クラッチC3を締結させた第4速～第6速では入力軸1および中間軸4の相対回転がなくなるため、シールリング55が摩擦抵抗を発生させることができなくなり、シールリング54が摩擦抵抗となるのみであり、しかもこの第4速～第6速は他の変速段（低速段）に比べて選択時間が大幅に長いこととも相まって、本実施の形態ではシールリングの摩擦抵抗をトータルとして減ずることさえ可能である。

#### 【0057】

##### （第2の実施形態）

図8は、本発明の他の実施の形態になる自動变速機用歯車变速装置を示し、図1におけると同様の部分を同一符号にて示す。

本実施の形態になる自動变速機用歯車变速装置（減速ダブルピニオンタイプという）も、図8の入力部Input（入力軸1）に近い左端部より順次、減速装置としての第1遊星歯車組G1、シングルピニオン型の第2遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型の第3遊星歯車組G3を同軸に配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は、図1につき前述した同様なもので、これらにより後段の变速機構を構成する。

しかし、减速用遊星歯車組である第1遊星歯車組G1は、図1につき前述したシングルピニオン型のものに代えて、第1サンギヤS1と、第1リングギヤR1と、これらギヤS1, R1にそれぞれが噛合すると共に相互に噛み合う2個の第1ピニオンP1a, P1bを回転自在に支持した第1キャリヤPC1とを有したダブルピニオン型遊星歯車組とする。

#### 【0058】

これがため本実施の形態においては、入力軸1を第1キャリヤPC1に結合してこれを、エンジン回転が入力される回転入力メンバとなし、第1サンギヤS1を変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1リングギヤR1を回転出力メンバとして第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

それ以外は、図1につき前述した同様なものであるから、同一符号を付して図示するにとどめ、重複説明を避けた。

#### 【0059】

上記の構成とした本実施の形態になる歯車変速装置も、クラッチC1, C2, C3およびブレーキB1, B2を図2に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速、および後退）を選択することができ。

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図2および図9～図11に基づいて説明する。

図9～図11においては、クラッチ、ブレーキ、メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

#### 【0060】

##### （第1速）

前進第1速は図2に示すように、第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この第1速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリヤPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第3サンギヤS3の回転は、第1連結メンバM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

#### 【0061】

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速

回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第1速でのトルク伝達経路は、図9(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)にトルクが作用することになる。

つまり第1速では、第1遊星歯車組G1と、後段の変速機構を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3の全てがトルク伝達に関与する。

#### 【0062】

##### (第2速)

第2速は図2に示すように、第1速で締結されていた第1ブレーキB1を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2ブレーキB2の締結により得ることができる。

この第2速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第2ブレーキB2の締結により、第4サンギヤS4がケースに固定されるため、第3ピニオンP3により連結されている第3サンギヤS3が固定される。そして、第1連結メンバM1を介し第3サンギヤS3と連結されている第2サンギヤS2がケースに固定される。

#### 【0063】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転(但し、第1速よりも高速)が、第2キャリヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第2速でのトルク伝達経路は図9(b)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。

なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3,S4の回りを

、非拘束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

## 【0064】

(第3速)

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2クラッチC2の締結により得ることができる。

この第3速では第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に入力される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤR2,S2と一緒に回転する第2キャリヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転（第1遊星歯車組G1の減速回転と同じ）が出力される。

この第3速でのトルク伝達経路は図9(c)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。すなわち、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

## 【0065】

(第4速)

第4速は図2に示すように、3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第4速では、第2遊星歯車組G2において第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリヤPC3に入力される。

このため、第3サンギヤS3の回転は、第3リングギヤR3の出力回転よりも增速さ

れ、この第3サンギヤS3の増速回転は、第1連結メンバM1を介して第2サンギヤS2に伝達される。

## 【0066】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から減速回転が入力され、第2サンギヤS2から増速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第2キャリヤPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第4速でのトルク伝達経路は図10(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）とにトルクが作用することになる。

## 【0067】

## (第5速)

第5速は図2に示すように、4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリヤPC3に入力される。

## 【0068】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリヤPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第5速でのトルク伝達経路は図10(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

## 【0069】

(第6速)

第6速は図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。

この第6速では第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリヤPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

## 【0070】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリヤPC3に入力回転が入力され、第4サンギヤS4がケースに固定されることになり、入力回転よりも增速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第6速でのトルク伝達経路は図10(c)に示す通りであり、太線で示す第3クラッチC3、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第3遊星歯車組G3(但し、第3サンギヤS3を除く)とにトルクが作用することになる。

## 【0071】

(後退)

後退の変速段は図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリヤPC3がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が入力され、第3キャリヤPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この後退変速段でのトルク伝達経路は図11に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（但し、第4サンギヤS4を除く）とにトルクが作用することになる。

#### 【0072】

図12は、上記した実施の形態になる歯車変速装置の実態構成図、図13は、当該実態構成のうち本発明に係わる部分を拡大して示す図である。

以下、これらの図を基に上記した歯車変速装置の実態構成を詳述するに、図12では歯車変速装置を、図8～11のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となつた状態で示す。

変速機ケース3内に、入力軸1および中間軸4を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸1および中間軸4を変速機ケース3に対し個々に回転自在に支持する。

入力軸1に近い変速機ケース3の前端開口を、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸1を貫通して軸承すると共に入力軸1の突出端に図12のごとくトルクコンバータT/Cを介して動力源であるエンジンENGを駆動結合する。

なお上記のポンプケース内には、詳細な図示を明瞭のため省略したギヤポンプ等のポンプ要素を内蔵してオイルポンプを構成し、これにポンプ駆動軸51を介してエンジンに結合してオイルポンプを常にエンジン駆動するようになす。

#### 【0073】

入力軸1から遠い中間軸4の後端は、変速機ケース3の後端における端蓋7に回転自在に支持する。

変速機ケース3の軸線方向中程に中間壁8を設け、この中間壁8に出力歯車2を回転自在に支持し、中間壁8の中心孔に中空軸9を介して中間軸4の前端を回転自在に支持する。

#### 【0074】

ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースと、中間壁8との間に画成された前部空所内に図13に明示するごとく、第1遊星歯車組G1を

配置すると共にこの第1遊星歯車組G1を包囲するよう設けて第3クラッチC3を配置する。

第1遊星歯車組G1はサンギヤS1を、ポンプカバー6の中心から後方へ突出する中心ボス部6aの外周に一体的に成形してポンプカバー6に固設し、反力要素として機能するよう常時回転不能とする。

同じく第1遊星歯車組G1の回転入力メンバであるキャリアPC1は、入力軸1から径方向外方へ延在するフランジ10に一体成形または一体結合し、キャリアPC1の外周にクラッチハブ32を設ける。

#### 【0075】

入力軸1に近い中間軸4の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤR1およびクラッチハブ32を包囲するようクラッチドラム11を設け、該クラッチドラム11の内周およびクラッチハブ32の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック12を設け、これらで直結クラッチとしての第3クラッチC3を構成する。

なお第3クラッチC3の作動ピストンであるクラッチピストン13は、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるオイルポンプケースから遠い第1遊星歯車組G1の側に配置し、これがためクラッチピストン13は遊星歯車組G1と対面するクラッチドラム11の端壁11aおよび中間軸4の前端に嵌合する。

#### 【0076】

第3クラッチピストン13およびクラッチドラム11の端壁11a間に画成された室52は、ポンプカバー6に穿った油路14a、入力軸1に穿った油路14b、および中間軸4に穿った油路14cからなる第3クラッチ作動油路を経て前記したコントロールバルブボディー(図示せず)に接続し、

油路14a、14b間の接続部を、入力軸1およびポンプカバー6間の嵌合部に介在させたシールリング54により封止し、油路14b、14c間の接続部を、入力軸1および中間軸4間の嵌合部に介在させたシールリング54により封止する。

かくて第3クラッチピストン13は、コントロールバルブボディーから油路14a、14b、14cを経て供給される作動油圧を受けて図の右方へストローク

することで第3クラッチC3を締結し得るものとする。

## 【0077】

中空軸9の前端から径方向外方へ延在し、その後第3クラッチC3を包囲するようなドラム状となした連結部材53を設け、該連結部材53の前端をリングギヤR1に結合する。

ここでキャリアPC1は前記したところから明らかなように、第1遊星歯車組（減速用遊星歯車組）G1の回転出力メンバを構成する。

## 【0078】

中間壁8および端蓋7間に画成された後部空所内には図12に示すごとく、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3と、第1クラッチC1および第2クラッチC2と、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2とを以下のように配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は中間軸4上に配置するが、第2遊星歯車組G2を第3遊星歯車組G3よりも入力軸1に近い側に位置させる。

第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に中間軸4上に回転自在に支持する。

中空軸9の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第2リングギヤR2の外周に至るクラッチドラム15を設け、該クラッチドラム15の内周およびリングギヤR2の外周にそれぞれスライドイン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック16を設け、これらで第1クラッチC1を構成する。

## 【0079】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスライドイン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック18を設け、これらで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動

するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。

これらクラッチピストン19, 20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21（図では1個の油路のみが見えている）からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るものとする。

#### 【0080】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになる。

上記第2連結メンバM2の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

#### 【0081】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、これから、前記した実施の形態におけると同様サンギヤS3, S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置において径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これ

により第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の前方における中間壁8内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

## 【0082】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合する。

ブレーキハブ26の外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック27を設け、これにより第2ブレーキB2を構成し、この第2ブレーキB2を、ブレーキパック27の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン28により適宜締結可能にする。

以上により、第1ブレーキB1は第1クラッチC1および第2クラッチC2の外周に、また第2ブレーキB2は第3遊星歯車組G3の外周に配置され、第2ブレーキB2よりも第1ブレーキB1が入力軸1（第1遊星歯車組G1）の近くに配置されることとなる。

## 【0083】

なお、図8～11のスケルトン図では省略したが、第1ブレーキB1を構成するブレーキハブ23の軸線方向中ほどと変速機ケース3との間にはワンウェイクラッチOWCを設け、第1ブレーキB1の解放状態でこのワンウェイクラッチOWCによる第3キャリアPC3の一方向回転阻止で前進第1速状態が得られるようになる。

但しこのワンウェイクラッチOWCによる第1速では、エンジンブレーキ時における第3キャリアPC3の逆方向回転をワンウェイクラッチOWCが許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキB1を締結して第3キャリアPC3の当該逆方向回転を阻止するようになる。

変速機ケース3内には別に、図6におけるカウンターギヤ30およびファイナルドライブピニオン31を一体成形したカウンターシャフト29と同様なカウンターシャフトを回転自在に支持して設け、これを経て歯車変速装置の出力回転を

車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置に向かわせること勿論である。

#### 【0084】

以上の実態構成になる図12および図13のごとき歯車変速装置においても前述した実施の形態におけると同様に、減速用遊星歯車組G1のサンギヤS1をオイルポンプケース（ポンプカバー6の中心ボス部6a）に固設し、該オイルポンプケースから遠い減速用遊星歯車組G1の側に第3クラッチ（直結クラッチ）C3の作動ピストン13を配置したため、

オイルポンプケースに近い減速用遊星歯車組G1の側に直結クラッチ作動ピストン13の軸線方向設置スペースが必要でなくなり、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aをその分短くすることができる。

また直結クラッチ作動ピストン13の上記配置によれば、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部6a上に直結クラッチ作動ピストンのシールリングが不要となり、これによってによってもサンギヤ固設ボス部6aの軸長短縮を顕著なものにし得る。

#### 【0085】

更に、上記の通りポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aを短くし得ることで、その曲げ剛性や捩り剛性が高くなり、減速用遊星歯車組G1が動力伝達を行う時サンギヤS1に作用する反力によってもこのサンギヤ固設ボス部6aが曲げ変形や捩り変形を生ずる虞がない。

従ってポンプケース5、6の変形を生ずることがなく、オイルポンプのポンプ要素とポンプケースとの間におけるクリアランスを正規のものに維持し得て、ポンプ効率の低下や、かじりおよび摩耗の増大によるオイルポンプの寿命低下を回避することができる。

#### 【0086】

また、上記のようにポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aが曲げ変形や捩り変形を生ずる虞がないことから、当該ボス部6aに固設されているサンギヤS1の傾きを生ずることもなく、遊星歯車組G1における歯車間での剥離や偏摩耗をも回避し得て減速用遊星歯車組G1の寿命低下も防止することができる。

しかも本実態構成によれば、上記の作用効果を直結クラッチ作動ピストン13

の配置により達成するから、ポンプケースのサンギヤ固設ボス部6aを大径にする必要がなくして、歯車変速装置（自動変速機）の径方向大型化を伴うことなしに、従って車載性の低下を生ずることなしに上記の作用効果を得ることができる。

## 【0087】

なお本実態構成においては更に、エンジン（動力源）に結合された入力軸1をオイルポンプケース5, 6に回転自在に支持して設けると共に減速用遊星歯車組G1の回転入力メンバ（キャリアPC1）および直結クラッチハブ32にそれぞれ結合し、

この入力軸1に相対回転可能に嵌め合わせて設けた中間軸4から径方向外方へ延在するクラッチドラム11と、このクラッチドラム11に摺動自在に嵌合する作動ピストン13とで直結クラッチC3を構成したから、

入力軸1に対する直結クラッチC3の結合レイアウト、および後段の遊星歯車組G2, G3からなる変速機構に対する直結クラッチC3の結合レイアウトが容易であると共に、コンパクトに直結クラッチC3を歯車変速装置に組み込むことができる。

## 【0088】

また直結クラッチ作動ピストン13の作動油を、オイルポンプケース（ポンプカバー6）に形成した油路14aから、入力軸1に形成した油路14b、および中間軸4に形成した油路14cを順次経て供給する構成のため、

直結クラッチ作動ピストン13の上記配置によっても、従来と同じく、オイルポンプケース（通常はポンプカバー6）に形成した油路14aから作動油圧を供給することができ、作動油圧の取り回しに関する従来の勝手良さをそのまま維持することができる。

## 【0089】

更に、減速用遊星歯車組G1からの減速回転を後段の変速機構に伝達するよう構成するに際し、クラッチドラム11の外周にドラム状連結メンバ53を設け、該ドラム状連結メンバ53の入力軸側における前端を減速用遊星歯車組G1の出力回転メンバであるリングギヤR1に、また後端を、中間軸4上に回転自在に支持した中空軸9にそれぞれ結合して上記減速回転の伝達を行う構成としたから、

減速用遊星歯車組G1の出力回転メンバ（リングギヤR1）から後段の変速機構に

減速回転を伝達するための構造物が歯車変速装置の径方向寸法を大きくするのを最小限にすることができる。

## 【0090】

シールリング54, 55の摩擦についても、従来は摩擦抵抗を発生するシールリングが前記したように1個のみであったのに、2個のシールリング54, 55が摩擦抵抗となるものの、これらが小径であること、また選択時間の長い第4速～第6速で直結クラッチC3が締結している間は後者シールリング55が摩擦抵抗とならないことから、前記した実施の形態におけると同様に、トータルとしての摩擦抵抗を減ずることさえ可能である。

## 【0091】

なお上記した本発明による直結クラッチ作動ピストン13の配置に関する着想は、図1～図7につき前述したことく、減速用遊星歯車組G1を回転入力メンバがリングギヤR1であり、回転出力メンバがキャリアPC1であるシングルピニオン型遊星歯車組とした場合も、

また図8～図13につき前述したことく、減速用遊星歯車組G1を回転入力メンバがキャリアPC1であり、回転出力メンバがリングギヤR1であるダブルピニオン型遊星歯車組とした場合も適用可能である。

## 【0092】

しかし、減速用遊星歯車組G1がシングルピニオン型遊星歯車組である場合、図7の構成を模式的に示した図14により説明すると、回転出力メンバであるキャリアPC1からの回転を後段の変速機構に伝える連結メンバがポンプカバー6および減速用遊星歯車組G1間に延在することになるため、減速用遊星歯車組G1の外周における直結クラッチC3のクラッチパック12を矢 $\alpha$ で示す方向に押すようなクラッチ作動ピストンの配置が不可能であり、従って当該クラッチ作動ピストンを实际上ポンプカバー6および減速用遊星歯車組G1間に配置することができない。

このため、直結クラッチの作動ピストン13を $\beta$ 方向にストロークするようポンプカバー6から遠い減速用遊星歯車組G1の側に配置する本発明の着想は、減速用遊星歯車組G1を図1～図7に示すごとくシングルピニオン型遊星歯車組で構成

した場合において特に有用である。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施の形態になる自動变速機用歯車变速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図2】 同歯車变速装置における变速用摩擦要素の締結と選択变速段との関係を示す締結論理説明図である。

【図3】 同歯車变速装置の变速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第1速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第2速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第3速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図4】 同歯車变速装置の变速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第4速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第5速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第6速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図5】 同歯車变速装置の後退变速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図6】 図1～図5に示す歯車变速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図7】 同歯車变速装置の実態構成における、本発明に関した部分を拡大して示す詳細拡大断面図である。

【図8】 本発明の他の実施の形態になる自動变速機用歯車变速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図9】 同歯車变速装置の变速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第1速時のトルク伝達経路を示す図8と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第2速時のトルク伝達経路を示す図8と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第3速時のトルク伝達経路を示す図8と同様なスケルトン図である。

【図10】 同歯車变速装置の变速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第4速時のトルク伝達経路を示す図8と同様なスケルトン図、  
 (b) は、前進第5速時のトルク伝達経路を示す図8と同様なスケルトン図、  
 (c) は、前進第6速時のトルク伝達経路を示す図8と同様なスケルトン図である。

【図11】 同歯車変速装置の後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図8と同様なスケルトン図である。

【図12】 図8～図11に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図13】 同歯車変速装置の実態構成における、本発明に関した部分を拡大して示す詳細拡大断面図である。

【図14】 減速用遊星歯車組をシングルピニオン型遊星歯車組で構成した場合に直結クラッチ作動ピストンの配置が制限される理由を説明するための説明図である。

#### 【符号の説明】

G1 第1遊星歯車組（減速用遊星歯車組）

G2 第2遊星歯車組（後段の変速機構）

G3 第3遊星歯車組（後段の変速機構）

M1 第1連結メンバ

M2 第2連結メンバ

C1 第1クラッチ

C2 第2クラッチ

C3 第3クラッチ（直結クラッチ）

B1 第1ブレーキ

B2 第2ブレーキ

Input 入力部

1 入力軸

Output 出力部

2 出力歯車

S1 第1サンギヤ

R1 第1 リングギヤ（回転入力メンバ：回転出力メンバ）

P1 第1 ピニオン

P1a 第1ピニオン

P1b 第1ピニオン

PC1 第1 キャリヤPC1（回転出力メンバ：回転入力メンバ）

S2 第2 サンギヤ

R2 第2 リングギヤ

P2 第2 ピニオン

PC2 第2 キャリヤ

S3 第3 サンギヤ

S4 第4 サンギヤ

P3 第3 ピニオン

PC3 第3 キャリヤ

R3 第3 リングギヤ

CM センターメンバ

OM アウターメンバ

ENG エンジン（動力源）

T/C トルクコンバータ

3 変速機ケース

4 中間軸

5 ポンプハウジング（オイルポンプケース）

6 ポンプカバー（オイルポンプケース）

6a サンギヤ固設中心ボス部

7 端蓋

8 中間壁（出力歯車支持壁）

9 中空軸

10 フランジ

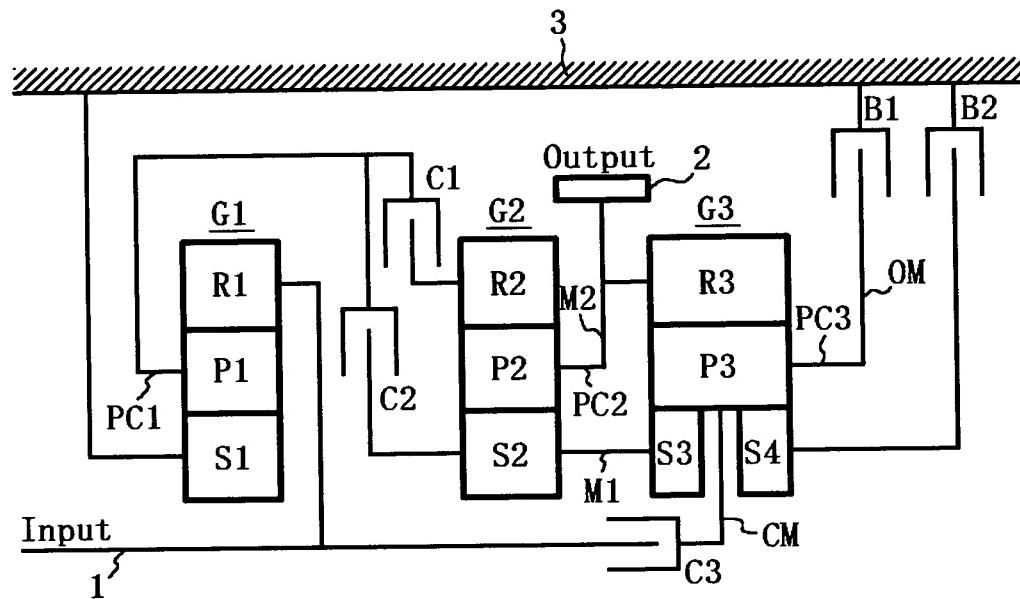
11 クラッチドラム

12 クラッチパック

- 13 クラッチピストン
- 14a 第3クラッチ作動油路
- 14b 第3クラッチ作動油路
- 14c 第3クラッチ作動油路
- 15 クラッチドラム
- 16 クラッチパック
- 17 クラッチハブ
- 18 クラッチパック
- 19 クラッチピストン
- 20 クラッチピストン
- 21 第1クラッチまたは第2クラッチ作動油路
- 22 筒状連結メンバ
- 23 ブレーキハブ
- 24 ブレーキパック
- 25 ブレーキピストン
- 26 ブレーキハブ
- 27 ブレーキパック
- 28 ブレーキピストン
- 29 カウンターシャフト
- 30 カウンターギヤ
- 31 ファイナルドライブピニオン
- 32 クラッチハブ
- 51 オイルポンプ駆動軸
- 52 直結クラッチ作動ピストン室
- 53 ドラム状連結部材
- 54 シールリング
- 55 シールリング

【書類名】 図面

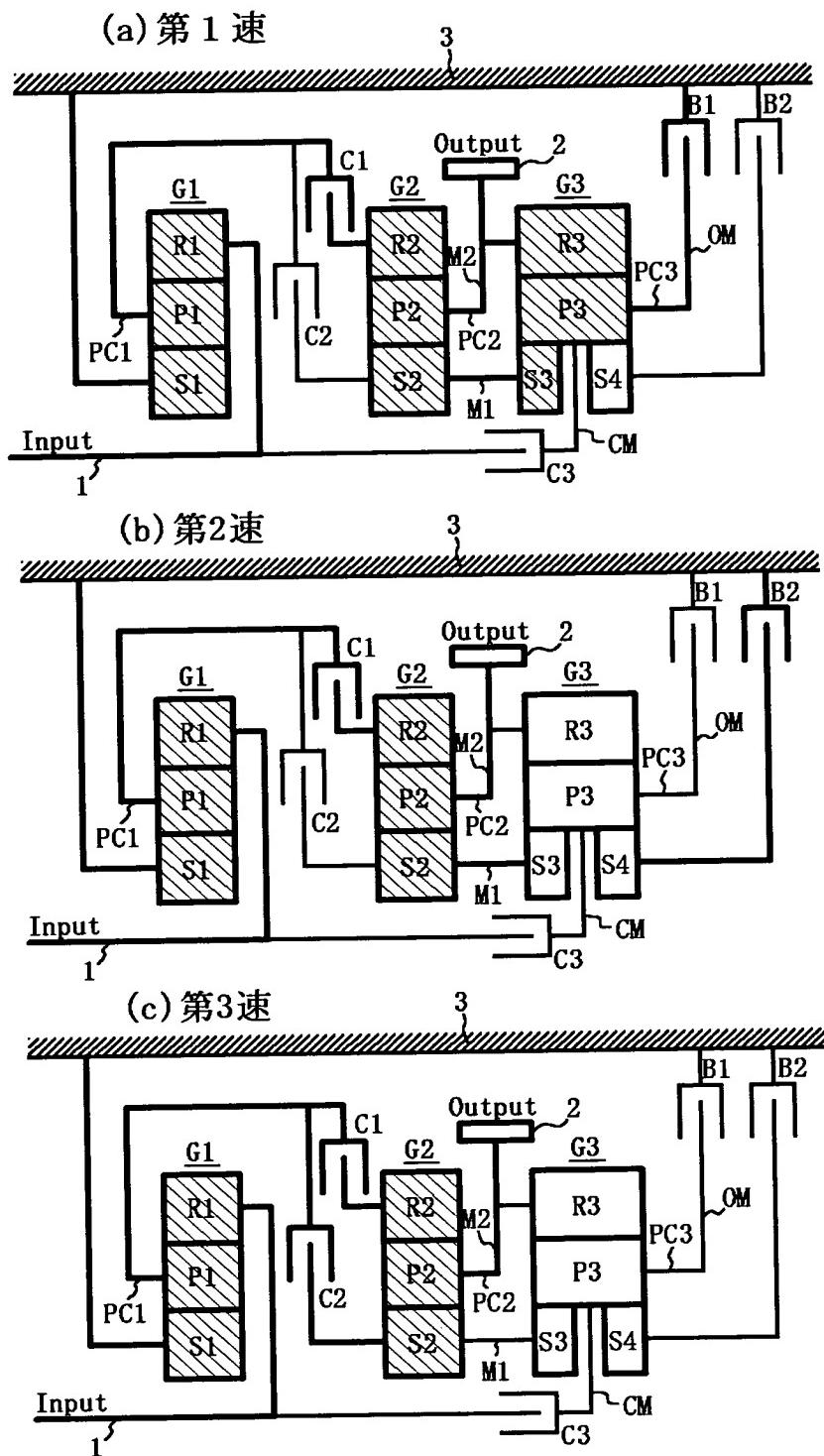
【図1】



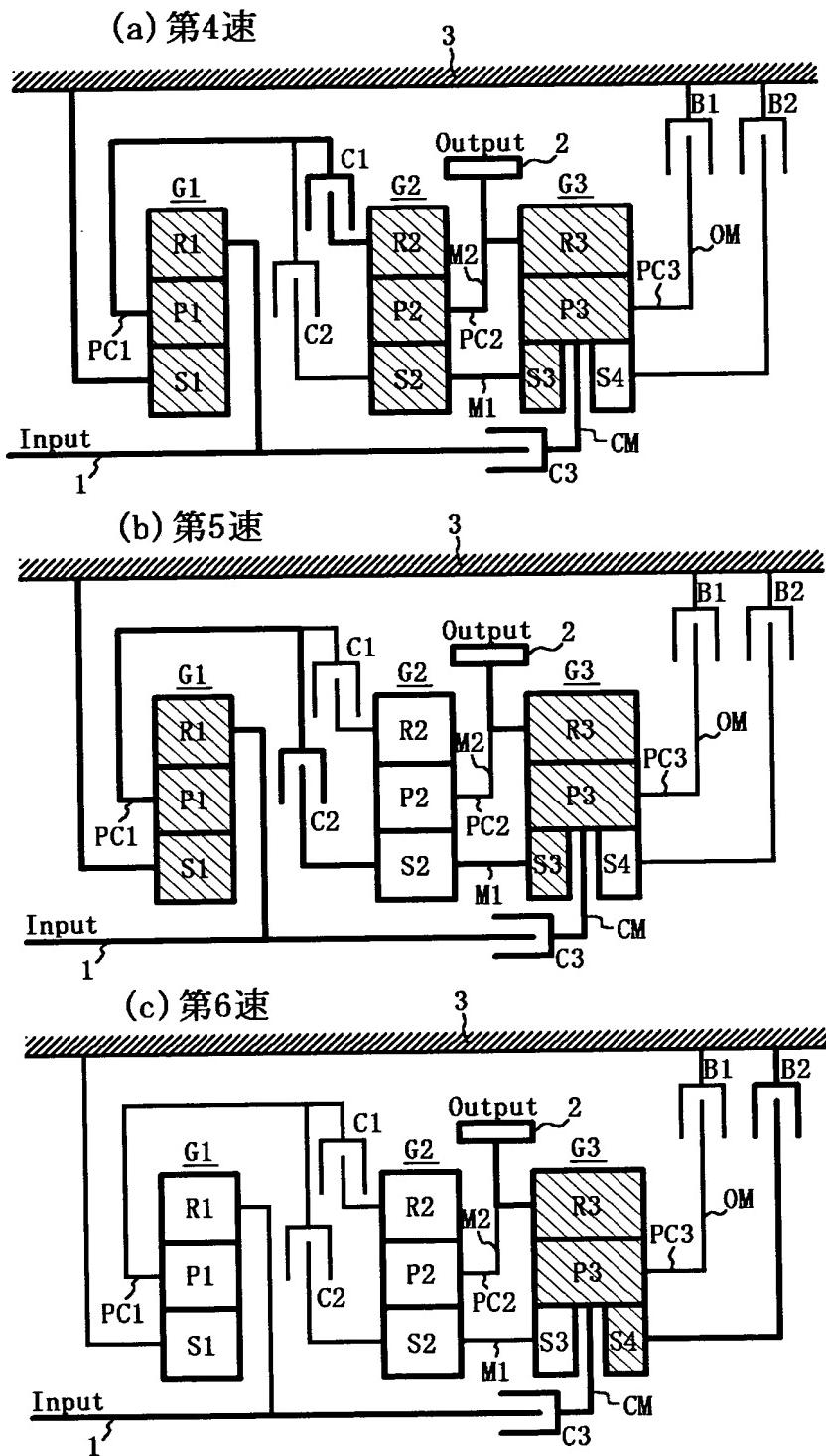
【図2】

摩擦要素		C1	C2	C3	B1	B2
変速段						
前進	第1速	○			○	
	第2速	○				○
	第3速	○	○			
	第4速	○		○		
	第5速		○	○		
	第6速			○		○
後退			○		○	

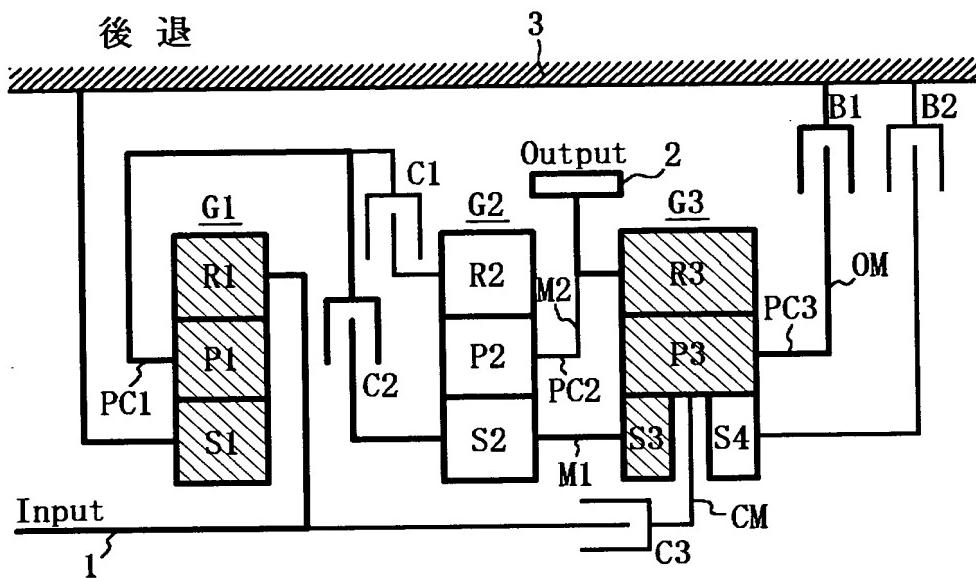
【図3】



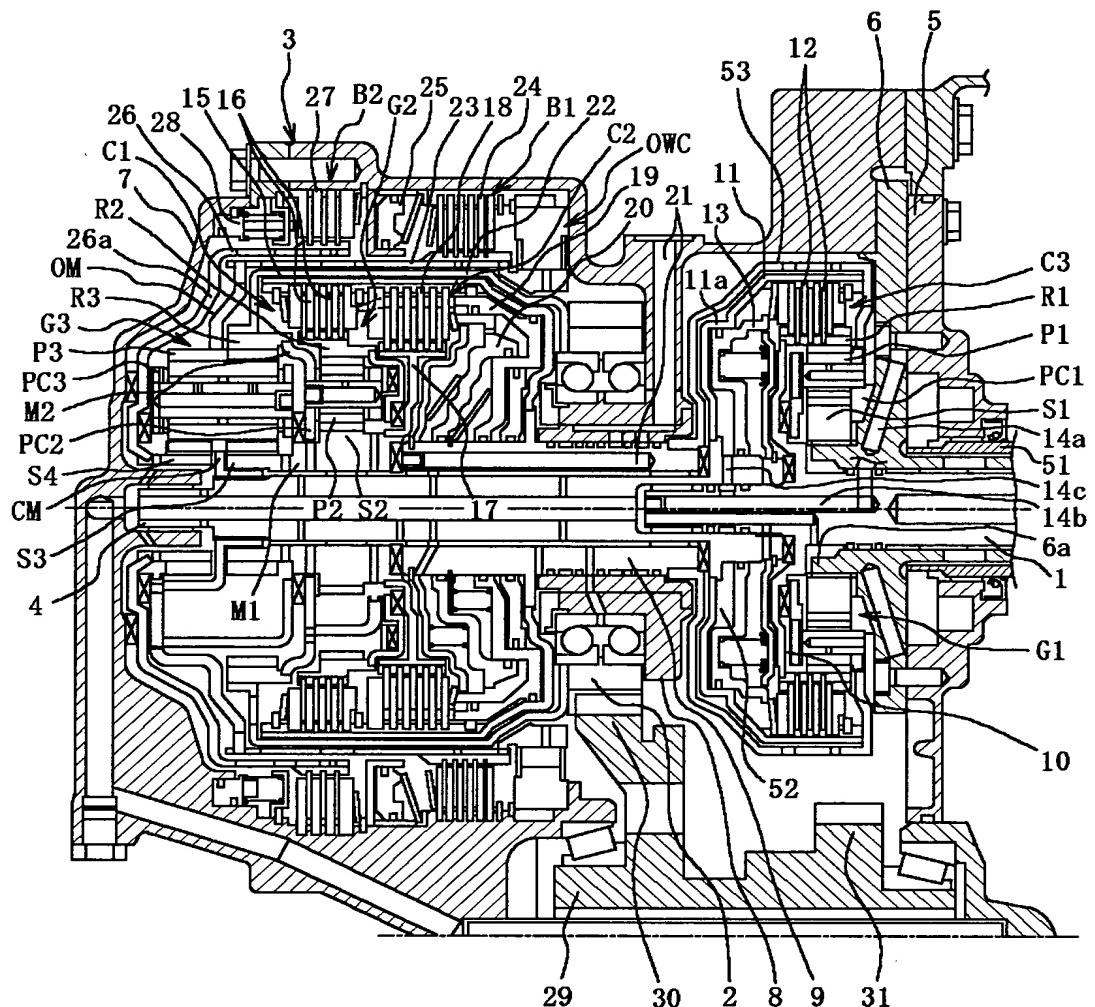
【図4】



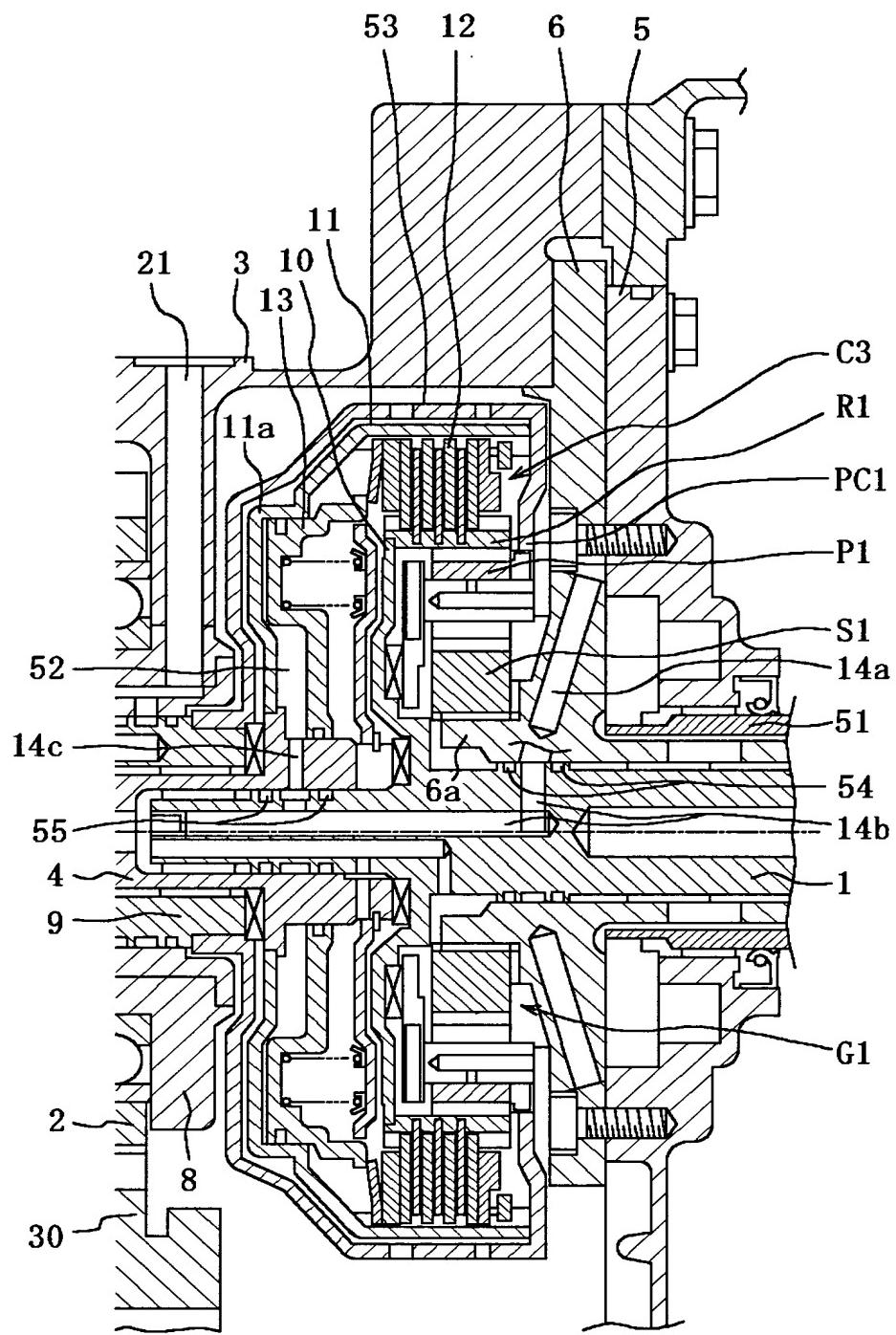
【図5】



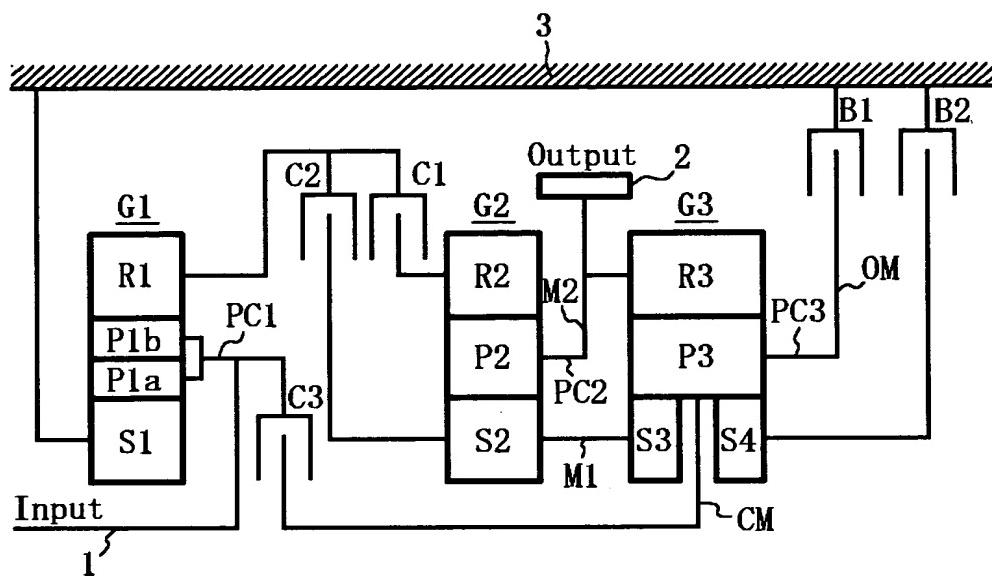
【図6】



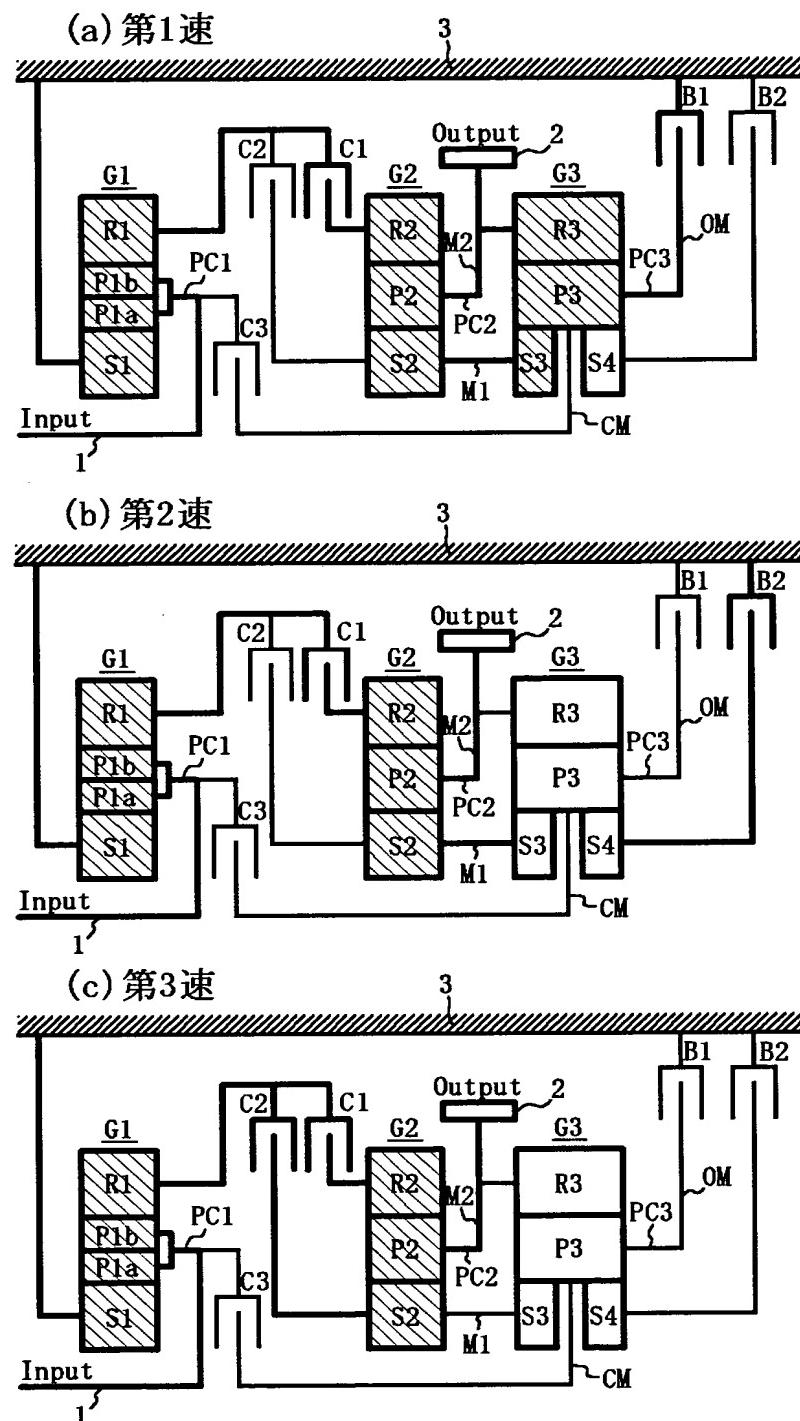
【図7】



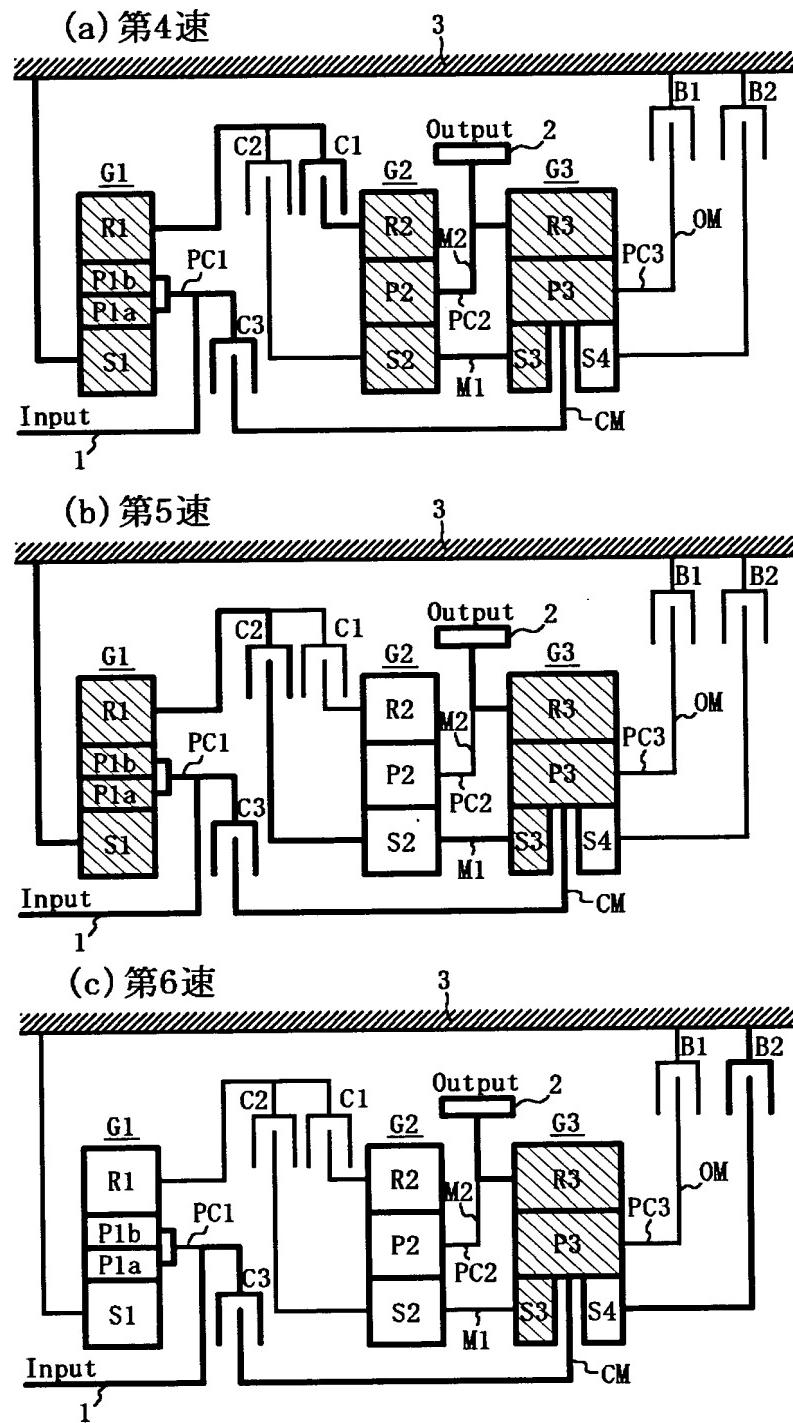
【図8】



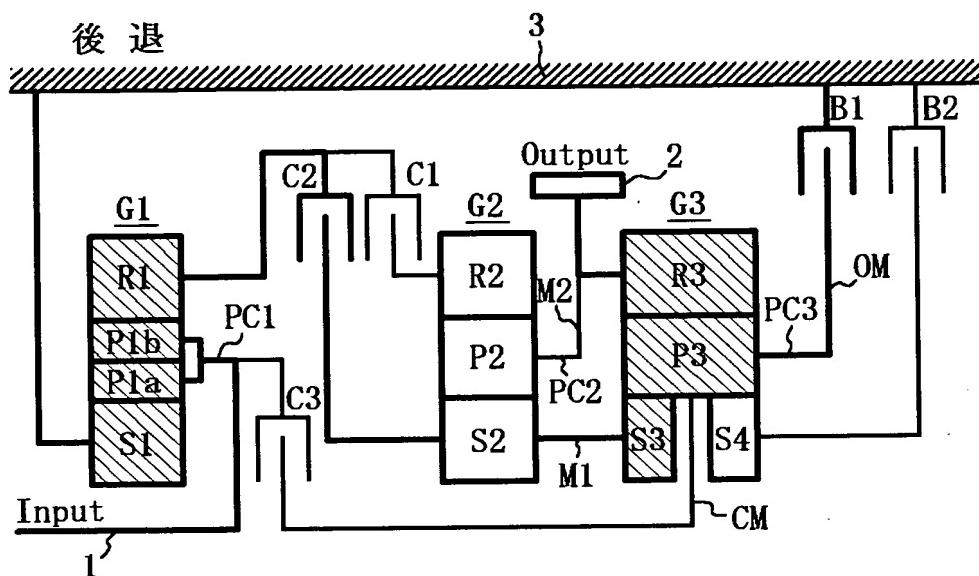
【図9】



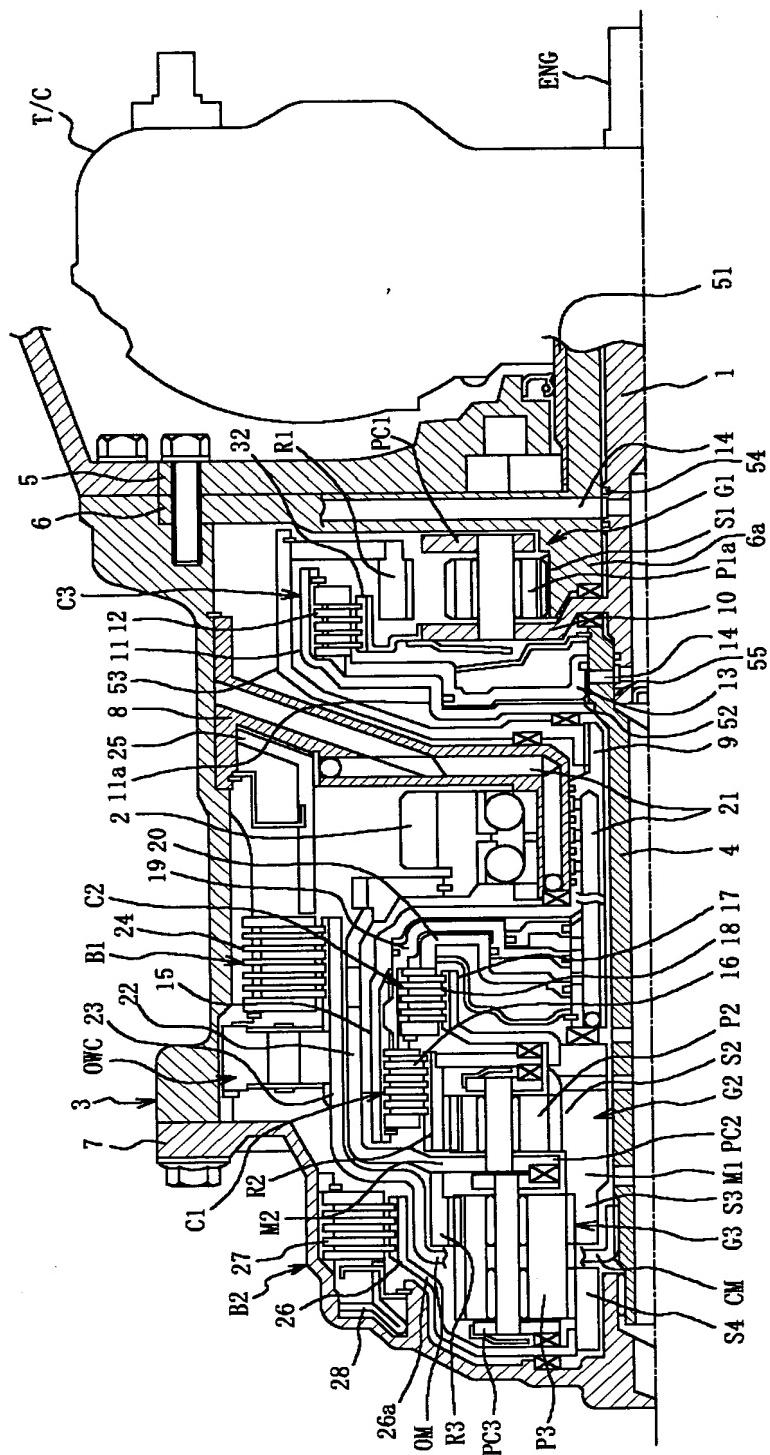
【図10】



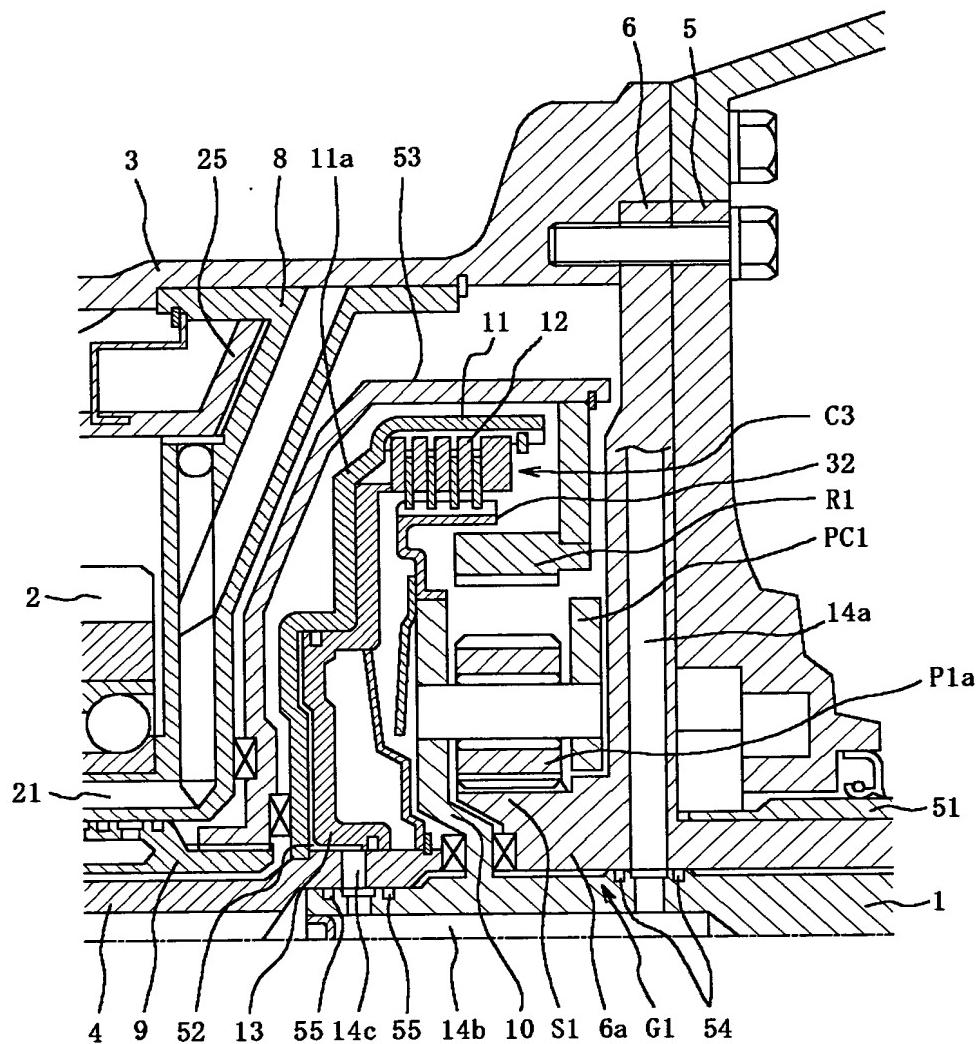
【図11】



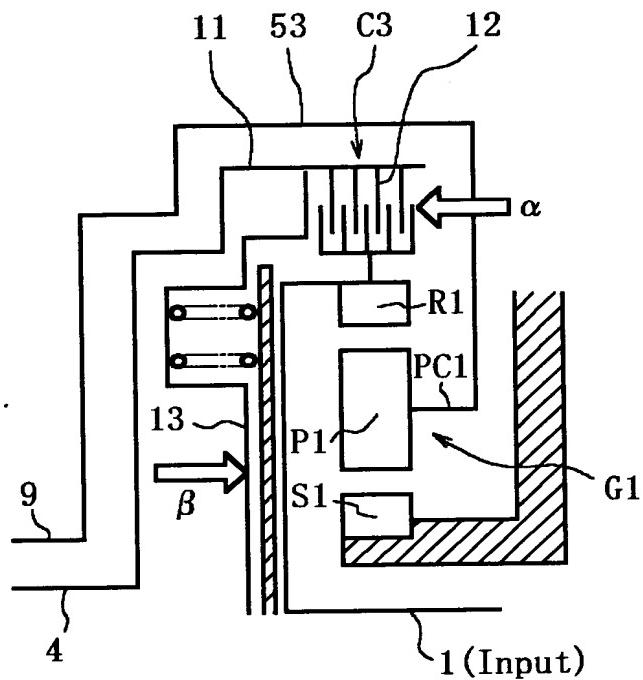
【図12】



【図13】



【図14】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 オイルポンプに並置する減速用遊星歯車組のサンギヤを固設するためのオイルポンプ中心ボス部を短縮して剛性を高め、その大径化に頼らずかじり等を回避する。

【解決手段】 入力軸1上に減速用遊星歯車組G1を配置し、これを包囲するよう直結クラッチC3を配置し、G1により入力回転を減速して後段の変速機構に伝達し、C3により入力回転をそのまま後段の変速機構に伝達する。サンギヤS1をポンプカバー6の後方へ突出する中心ボス部6aに嵌着し、リングギヤR1を入力軸1から径方向外方へ延在するフランジ10の外周に結合し、キャリアPC1をメンバ53により中空軸9に結合する。中間軸4の前端に、リングギヤR1を包囲するクラッチドラム11を設け、その内周およびリングギヤR1の外周にスライドイン嵌合したクラッチパック12を設け、これらでクラッチC3を構成する。C3のピストン13を、ポンプケース5、6から遠いG1の側に配置してボス6aを短くし、ピストン13をクラッチドラム11の端壁11aおよび中間軸4の前端に嵌合する。ピストン作動室52には、油路14a、14b、14cを経て作動油圧を供給し、油路14a、14b、14c間の接続部をシールリング54、55により封止する。

【選択図】 図7

出願人履歴情報

識別番号 [000231350]

1. 変更年月日 2002年 4月 1日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 静岡県富士市今泉700番地の1  
氏 名 ジヤトコ株式会社